



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH HYDRAULICKÉHO LISU NA
LOŽISKA PRO MOTOCYKLY**

ENGINEERING DESIGN OF THE HYDRAULIC PRESS FOR BEARINGS FOR BIKES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Vichr

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Milan Klapka, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Tomáš Vichr**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Milan Klapka, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukční návrh hydraulického lisu na ložiska pro motocykly

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při údržbě vozidel je jednou z běžných činností výměna opotřebovaných ložisek, přičemž je často třeba k demontáži a montáži použít lis. Na trhu jsou obvykle dostupné pouze zařízení pro průmyslové použití, která jsou nákladná. Bylo by proto vhodné navrhnout zařízení, které by bylo cenově dostupné i pro využití v domácích podmínkách.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je konstrukční návrh zařízení pro montáž a demontáž ložisek s těmito parametry: hydraulický zdvih, lisovací síla min. 2 kN, cena max. 5000 Kč.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- analýza dostupných konstrukčních řešení,
- konstrukční návrh rámu zařízení,
- ověření vybraných kritických uzlů konstrukce.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

SKF centrum znalostí [online]. Datum publikování, datum poslední revize [25-10-2018]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/knowledge-centre/index.html>

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zařízení na výměnu ložisek v kolech u motocyklu. Cílem je vyvinout cenově dostupný přístroj pro domácí použití. Na základě obecné rešerše jsou definovány nedostatky běžně dostupných zařízení na trhu. Poté je navrženo řešení těchto problémů v podobě třech koncepčních návrhů. Z těchto variant je vybráno finální řešení a ověřena únosnost kritických uzlů a výrobní cena.

KLÍČOVÁ SLOVA

hydraulický lis, ložisko, kolo motocyklu, náboj kola

ABSTRACT

This bachelor thesis concerns design of a bearing replacement device in the motorcycles wheels. The aim was to develop an affordable and reliable home appliance. In general research are defined the imperfections of commonly available devices on the market. Based on that are designed three conceptual proposals as a solution of these problems. The most suitable one is chosen and the critical crucial points are verified as well as the production price.

KEY WORDS

hydraulic press, bearing, motorcycles wheel, hub

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VICHR, Tomáš. *Konstrukční návrh hydraulického lisu na ložiska pro motocykly*. Brno, 2019, 58 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Milan Klapka, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Milanu Klapkovi za vstřícné a příjemné jednání, velikou ochotu a cenné rady. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a své přítelkyni za podporu.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Milana Klapky, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	9
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	10
2.1	Mechanické lisy	10
2.1.1	Dostupné mechanické dílenské lisy na trhu	10
2.2	Hydraulické lisy	11
2.2.1	Dostupné hydraulické dílenské lisy na trhu	12
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	16
3.1	Analýza problému	16
3.1.1	Demontáž ložisek	17
3.1.2	Zásady správné instalace ložiska	19
3.2	Cíl práce	19
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	20
4.1	Varianta č. 1	20
4.2	Varianta č. 2	22
4.3	Varianta č. 3	23
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	25
5.1	Základní parametry navrhovaného lisu	25
5.2	Detailní popis vybrané varianty	26
5.3	Určení kritických míst konstrukce	29
5.4	Předpoklady a rozbor sil	30
5.5	Volba materiálů [13]	31
5.6	Kontrola závitových spojů	32
5.6.1	Kontrola kritických průřezů namáhaných v tahu	32
5.6.2	Kontrola závitových spojů na otlačení	35
5.7	Kontrola vůči vzniku mezního stavu vzpěrné stability	40
5.8	Pevnostní kontrola a analýza deformace kruhových základů	42
5.9	Návrh vratných pružin	42
5.10	Hmotnost zařízení	46
5.11	Přibližný odhad výrobní ceny zařízení	47

6	DISKUZE	49
7	ZÁVĚR	50
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	51
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	53
10	SEZNAM OBRÁZKŮ	55
11	SEZNAM TABULEK	57
12	SEZNAM PŘÍLOH	58

1 ÚVOD

Ložiska jsou nedílnou součástí téměř všech strojů a motocyklů nevyjímaje. Jejich životnost je však omezena v závislosti na zatížení daného uzlu a v nemalé míře také na prostředí, ve kterém se tento uzel vyskytuje. Proto je nedílnou součástí údržby motocyklu výměna opotřebovaných ložisek. Na běžném motocyklu můžeme nalézt spoustu míst, kde jsou použita buď ložiska valivá, nebo ložiska kluzná. Z tohoto faktu vyplívá, že jejich umístění, a tedy způsob výměny, bude leckdy naprosto rozdílného charakteru, a nelze proto vymyslet naprosto univerzální zařízení na výměnu všech ložisek motocyklu. Některé ložiskové uzly, nacházející se především v motoru a převodovce, jsou dimenzovány s vysokou životností, k čemuž zde přispívají i dobré podmínky mazání a chlazení. Za kritická ložisková uložení budeme považovat tedy ta místa s ložisky, která se vyskytují v prašném prostředí, místa kam nelze doručit tlakový olej a ložiska jsou zde mazána statickou náplní mazacího tuku, který po zanesení nečistotami dále snižuje životnost tohoto uzlu. Toto bezesbytku splňují ložiskové uzly kol a hnaných řetězových kol (rozet), kde dochází navíc i k silně dynamickému namáhání. Touto prací bych se chtěl tedy zaměřit na návrh lisu použitelného v domácích podmínkách především na montáž a demontáž ložisek umístěných v nábojích kol motocyklu.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Mechanické lisy

K přenosu síly se zde užívá mechanismu, který převádí nejčastěji rotační pohyb na pohyb lineární. Což může být například šroubový, hřebenový, klikový, vačkový nebo výstředníkový mechanismus či kývavá kulisa. U lisů dílenských je nejčastěji použit šroubový nebo hřebenový mechanismus. U tvářecích lisů se často používá krom šroubového i vačkový, výstředníkový nebo klikový mechanismus.

2.1.1 Dostupné mechanické dílenské lisy na trhu

Na trhu nejčastěji narazíme na stolní dílenské lisy s hřebenovým přenosem síly. Takový lis je tvořen rámem ve tvaru „C“, který je vyroben ze šedé litiny. V tomto rámu je posuvně uložen beran lisu, v jehož zadní části je zhotoven hřeben, do kterého zapadá ozubené kolo, které bývá skrze páku poháněno obsluhou. Z podstaty pohonu plyne, že tato zařízení musí být připevňována k rámu pracovního stolu, který je zároveň kotven do podlahy, což je nevýhodou, která činí takové zařízení do jisté míry nepřenosné. Tyto lisy vyvozují maximální lisovací sílu zhruba do 3 tun v závislosti na statnosti obsluhy, čímž se hodí spíše pro montážní a demontážní práce na součástech menších rozměrů.



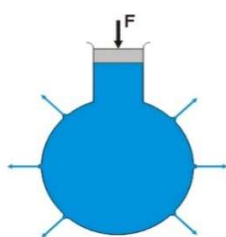
Obrázek 2-1 Dílenský pákový lis s hřebenovým převodem [1]

2.2 Hydraulické lisy

Hydraulická zařízení jako jsou lisy a také např. zvedáky využívají jednoho ze základních zákonů hydrostatiky, který se nazývá Pascalův zákon, jež definuje průběh tlaku vyvolaného vnější silou na kapalinu.

Pascalův zákon

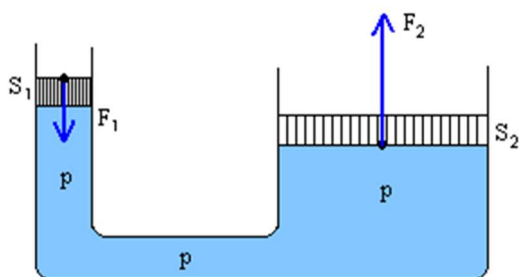
Jsou-li objemové síly vzhledem k silám tlakovým zanedbatelné, je tlak v celém objemu kapaliny ve všech směrech stejný. V praxi to znamená, že je-li v uzavřené nádobě kapalina pod tlakem, je v celém objemu kapaliny tlak stejný, nepřihlíží-li se k rozdílům tlaku hydrostatického. [2]



Obrázek 2-2 Znázornění Pascalova zákona [14]

Hydraulický převodový poměr

Hydraulický lis resp. zvedák lze realizovat pomocí dvou vzájemně spojených válců, v nichž jsou pohyblivé písty. Menší z nich o ploše S_1 nazveme píst čerpadla a větší o ploše S_2 pracovní píst lisy. Na základě výše zmíněného Pascalova zákona lze určit sílu F_1 potřebnou k lisování resp. sílu F_2 kterou lis vyvine. Hydraulický převodový poměr i je pak definován jako poměr působících sil, resp. činných ploch. [2]



Obrázek 2-3 Schéma hydraulického zvedáku [15]

2.2.1 Dostupné hydraulické dílenské lisy na trhu

Na trhu jsou běžně dostupné hydraulické dílenské lisy různých cenových kategorií. Levnější z nich jsou poháněny ručně, nejčastěji za použití kompaktního hydraulického zvedáku, dražší používají k pohonu elektro-hydraulického agregátu. Rámy jsou většinou svařované z normalizovaných profilů a nejčastěji se setkáme s uzavřenou variantou rámu do tvaru „O“.

Ručně poháněné

Základní varianty jsou tvořeny uzavřeným rámem, ve kterém je instalovaný hydraulický zvedák, lidově nazývaný panenka (Obrázek 2-4). Tyto lisy jsou konstrukčně velmi jednoduché, tudíž i levné. Jejich možnosti jako zdvih a maximální síla jsou však omezené vlastnostmi zvedáku. Nevýhoda leží v omezeném lisovacím prostoru. Limity takového zařízení leží v řádech jednotek tun maximální síly, zdvih pak v řádech jednotek až stovek milimetrů. Cena základního provedení začíná okolo 2 000 Kč. [3]



Obrázek 2-4 Hydraulický dílenský lis značky GEKO [3]

Další technické provedení spočívá v nahrazení hydraulického zvedáku jednočinným hydraulickým válcem s vratnou pružinou (Obrázek 2-5). O pohon se pak stará samostatná ruční hydraulická pumpa. Zařízení tohoto provedení bývají zpravidla masivnější konstrukce a jsou navržena na větší maximální lisovací sílu oproti předchozím. Také rozměry pracovního prostoru bývají větší.

Dosahované parametry těchto lisů leží v desítkách tun lisovací síly a v několika stovkách milimetrů zdvihu.

Výhodou je větší variabilita, neboť hydraulický válec lze u některých typů v konstrukci posouvat a měnit tak působíště tlakové síly. Nevýhodou je ale řádově vyšší cena oproti předchozímu typu, která začíná na částce 7 000Kč. [4]

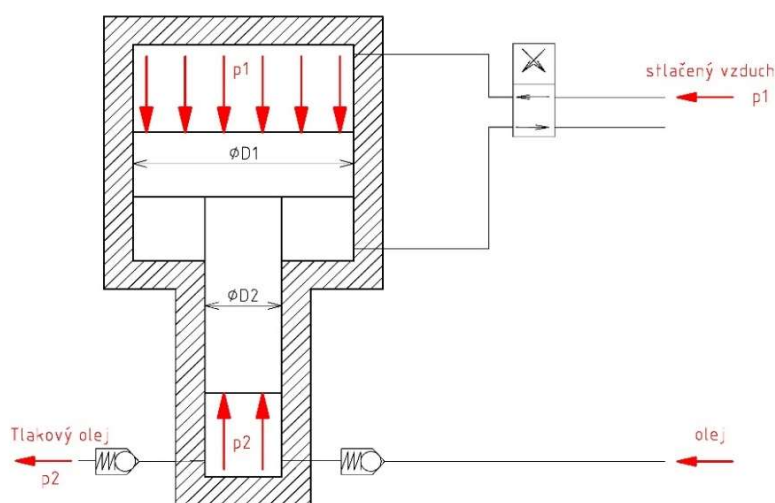


Obrázek 2-5 Hydraulický lis značky METALKRAFT[5]

S pneumaticko-hydraulickým pohonem

Konstrukce rámu bývá shodná s předchozím typem a k vyvinutí lisovací síly opět slouží hydraulický válec s vratnou pružinou. Hlavní rozdíl tkví v nahrazení ruční hydraulické pumpy pneumaticko-hydraulickým multiplikátorem (nebo případným paralelním připojením).

Multiplikátor je zařízení, které slouží ke změně parametru tlakové energie. Předává se v něm tlaková energie původní (vstupní) tekutiny tekutině nové (výstupní). [6]



Obrázek 2-6 Schématické znázornění multiplikátoru [6]

Účely multiplikátoru jsou v tomto případě dva. První spočívá ve zvýšení provozního tlaku v obvodu lisu a druhý pak v provedení multiplikátoru jako jedno-plunžrového generátoru, kdy cyklickým přiváděním a upouštěním stlačeného vzduchu dochází k pumpování tekutiny. [7]

Hlavní výhodou takto uzpůsobených lisů je vysoká rychlost zdvihu a tedy i zvýšená produktivita práce. Ovšem jejich funkce je závislá na potřebě stlačeného vzduchu, tedy je nelze provozovat samostatně.

Ceny se pohybují v rozmezí 15 – 50 tisíc Kč českých. [8]



Obrázek 2-7 Pneumaticko-hydraulický lis značky BIG RED [9]

S vlastním pohonem

Nejvyspělejším technickým řešením na trhu je lis s vlastním elektro-hydraulickým agregátem. Agregát je tvořen nejčastěji asynchronním třífázovým motorem, jež pohání zubové čerpadlo, které nasává hydraulické médium z nádrže a skrz hydraulický rozvaděč jej dodává do hydromotoru. Jedná se o lisy velkých rozměrů. Rámy těchto zařízení jsou velmi masivní a maximální lisovací síla běžně přesahuje sto tun. Výhodou je právě obrovská lisovací síla spolu s velkou produktivitou práce. Nevýhodou jsou pak kromě vysoké hmotnosti i vysoké pořizovací náklady spolu s náklady na údržbu takového zařízení. Pořizovací ceny zařízení dosahují hodnot od 50 000 Kč výše. [10]



Obrázek 2-8 Hydraulický lis značky METALKRAFT s elektro-hydraulickým pohonem [11]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Na trhu jsou cenově dostupná zařízení, která obstojně zvládnou většinu lisovacích operací na běžném motocyklu. Pokud se však zaměříme na ložiska kol, které se nacházejí uprostřed rozměrných ráfků, zjistíme, že chceme-li k montáži a demontáži použít právě lis, musí být opravdu nemalých rozměrů, abychom se k tomuto uložení dostali. Tento problém je dobře vidět na obrázku 3-1, kde je vyobrazeno sedmnáctipalcové kolo z motocyklu Honda XRV 750 v porovnání s dílenským lisem Gude, což je jeden z běžně dostupných lisů na našem trhu v cenové relaci do 5 000 Kč.



Obrázek 3-1 Porovnání motocyklového kola 17" s hydraulickým lisem značky GUDE

Cena rozměrnějšího (tedy pro tento účel použitelného zařízení) se pohybuje přibližně od 10 000 Kč českých výše, a proto bývá v domácích podmínkách nejčastěji použito k nalisování ložisek kladiva, v lepších případech primitivního přípravku.

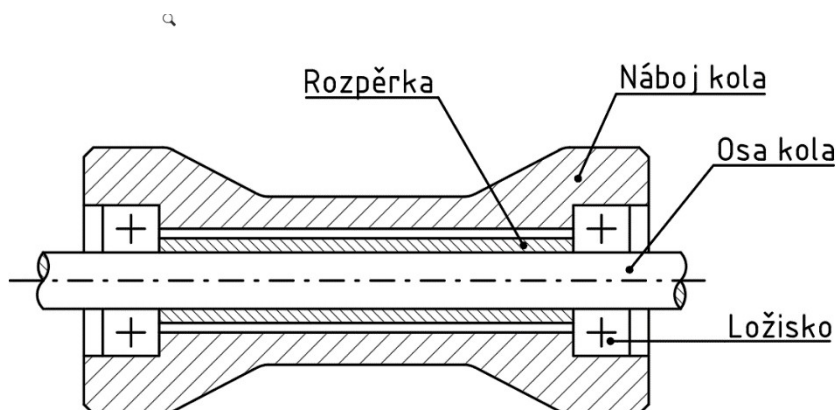
Ložiska jsou v otvoru uložena s přesahem na vnějším kroužku. V případě, že je ložisko vtlačováno za vnitřní kroužek, hrozí snadno jeho poškození, nebo snížení jeho životnosti. Další problém pak nastává, když je do otvoru v náboji vtlačováno poněkud zešikma, což může způsobit zničení celého uložení a to hlavně v případech, kdy je náboj vyroben z lehkých slitin.



Obrázek 3-2 Detail uložení ložiska v náboji kola

3.1.1 Demontáž ložisek

U většiny motocyklových nábojů kol nastává problém s demontáží prvního ložiska. Tento problém je způsoben faktem, že náboj má osazení pro ložisko z obou stran a mezi nimi se nachází rozpěrka, čímž je zamezena přístupnost k ložiskům z obou stran (Obrázek 3-3).



Obrázek 3-3 Uložení kol motocyklu

Díky tomuto faktu se nedá ložisko běžným způsobem vylisovat a je potřeba jej vytáhnout za pomoci speciálního trnu, který uchytí ložisko za vnitřní kroužek (Obrázek 3-4). Tento způsob demontáže vyžaduje vyvození tahové síly, což žádný z dostupných dílenských lisů neumožňuje. V praxi se pro tento účel užívá reverzního kladiva, případně šroubového stahováku. Může se však stát, že síla vyvinutá především reverzním kladivem nebude dostatečná, takto demontovaná ložiska už nelze ve většině případů použít, protože dochází k překročení maximální axiální únosnosti a tím k trvalému poškození. Problém s nedostatkem síly lze vyřešit právě hydraulickým zařízením.

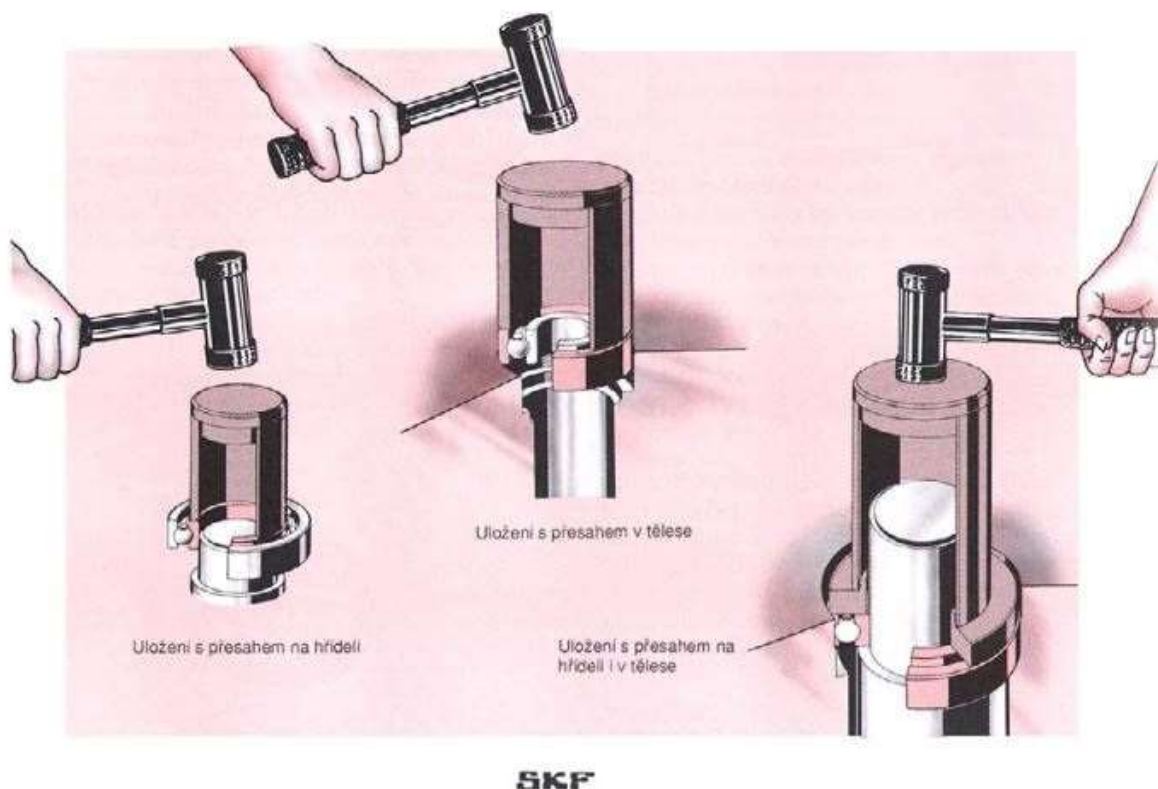
Upínací trn se zvolí podle průměru vnitřního kroužku ložiska. Konec trnu je opatřen závitem, za který se přípravek upne do použitého zařízení.



Obrázek 3-4 Vytahovací trn KUKKO se závitem M10 na uchycení [12]

3.1.2 Zásady správné instalace ložiska

Ve většině případů jsou v nábojích kol motocyklu použita jednořadá radiální kuličková ložiska. U takových ložisek je nutné se při instalaci vyvarovat přílišnému namáhání ložiska axiální silou, tedy instalovat ložisko přímo za tu část, která je uložena s přesahem, případně za obě. Dále je nutné při zavádění ložiska dostatečně dbát na souosost ložiska s otvorem. Ložiska kol motocyklu bývají z výroby naplněna mazacím tukem a zakrytována. Z důvodu možného vytečení mazacího tuku se nedoporučuje nahřívání náboje či ložiska.



Obrázek 3-5 Doporučení při montáži radiálních kuličkových ložisek dle katalogu SKF [16]

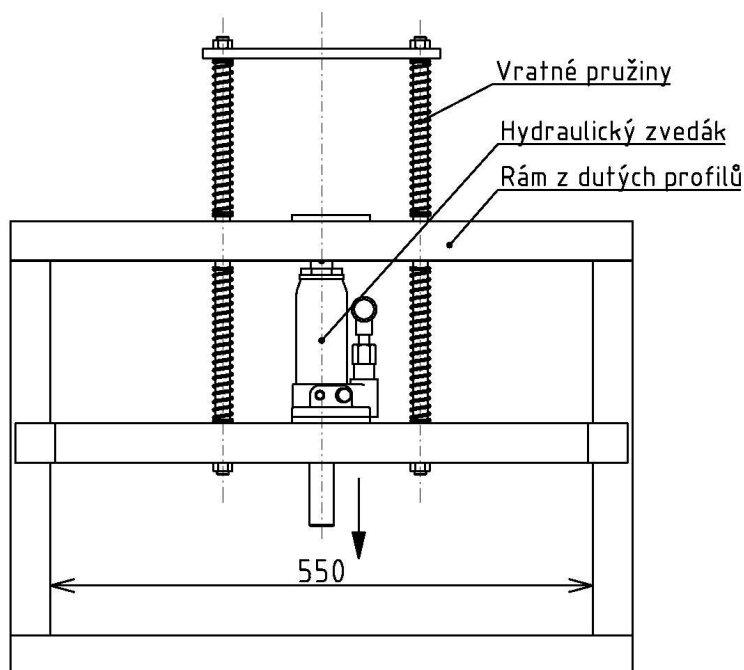
3.2 Cíl práce

Cílem této práce bude vyvinout cenově dostupné, přenosné zařízení, které poslouží k výměně opotřeбенých ložisek kol motocyklů v domácích podmínkách. Jeho konstrukce bude zhotovitelná běžnými metodami obrábění. Zařízení zároveň umožní vyvození tahové síly pro použití trnu pro vytažení ložiska z náboje.

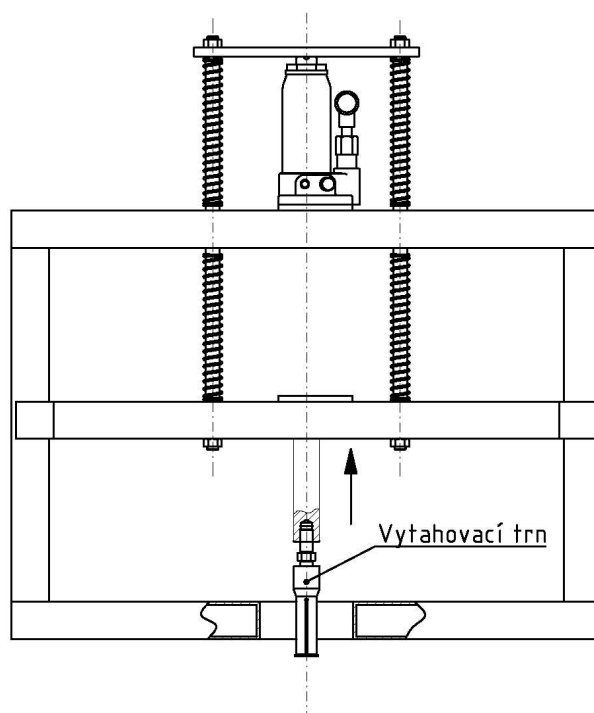
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Varianta č. 1

Návrh spočívá ve vytvoření dostatečně velkého rámu tvaru „O“, aby jím prošlo celé kolo motocyklu do průměru 21 palců (přibližně 533mm). V rámu ze čtvercové tenkostěnné trubky je posuvně uložen příčník, na který působí hydraulický zvedák buď přímo v případě lisování, nebo skrze konstrukci která umožní vyvození tahové síly. O zpětný pohyb příčníku se starají vinuté pružiny. Lisovací trn je v příčníku našroubován, čímž je umožněna jeho rychlá a snadná výměna za jiný. Ustavení pro lisování je patrné z obrázku 4-1. V případě ustavení pro vytahování je lisovací trn vyměněn za trn vytahovací a hydraulický zvedák přesunut svou spodní částí na horní trámec lisu (Obrázek 4-2). Píst zvedáku se opírá o pomocnou konstrukci, která přenáší sílu na pohyblivý příčník. Náboj kola se pak opře o spodní trámec lisu a ložisko z něj může být vyjmuto.



Obrázek 4-1 Varianta č. 1, ustavení pro lisování

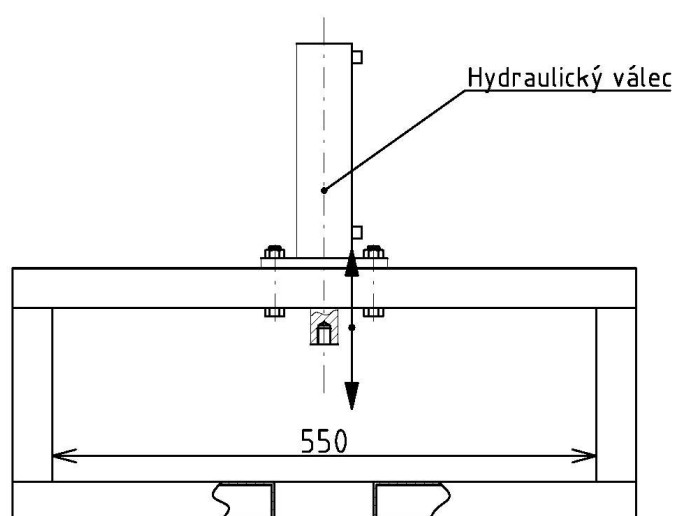


Obrázek 4-2 Varianta č. 1, ustavení pro vytahování

Tento způsob řešení rámu má některé nedostatky. Hlavní nevýhodou je rozměrná konstrukce, která musí vykazovat dostatečnou tuhost, aby bylo zaručeno, že nedojde k deformaci konstrukce během lisování. Tento fakt zvyšuje nároky na použitý profil, ze kterého bude rám vyroben a tím zároveň hmotnost i koncovou cenu zařízení.

4.2 Varianta č. 2

Podstata této varianty spočívá v nahrazení hydraulického zvedáku dvojčinným hydraulickým lineárním hydromotorem, což podstatně zjednoduší celou konstrukci. Oproti předchozí variantě zmizí pohyblivý příčník a celá pomocná konstrukce. Zařízení je tvořeno tedy pouze uzavřeným rámem tvaru „O“ v jehož horním trámci je namontován hydraulický válec. Tento hydraulický prvek již sám o sobě poskytuje dostatečné vedení v průběhu lisování, a protože je dvojčinný, dokáže generovat tlakovou nebo tahovou sílu pouhým přivedením tlakového oleje před píst, resp. za píst.



Obrázek 4-3 Varianta č. 2

Nevýhodou této varianty je potřeba externího zdroje tlakového oleje a také poměrně vysoká cena lineárního hydromotoru. Konstrukce rámu je téměř shodná s variantou č. 1, takže problémy s vysokou hmotností a vyšší nároky na profil stále přetrvávají.

4.3 Varianta č. 3

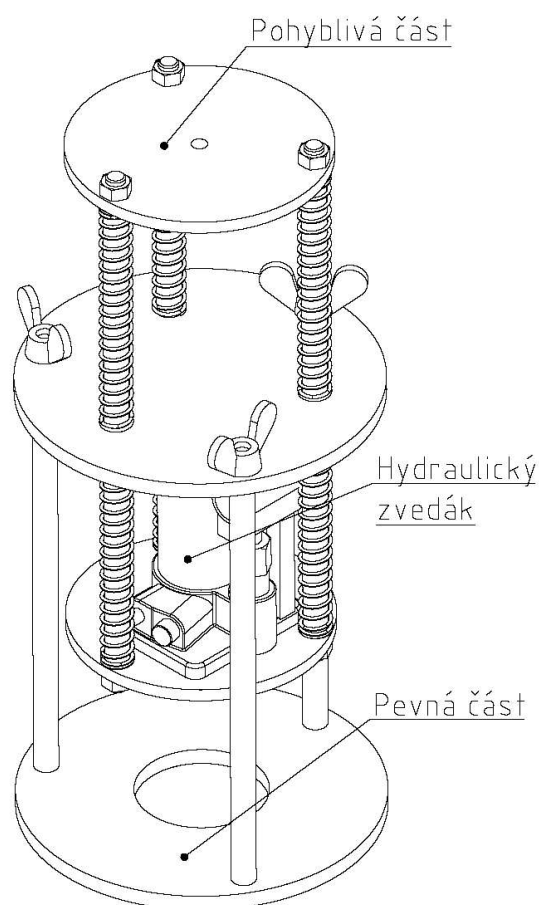
Tato varianta je založena na faktu, že většina motocyklů má kola s drátovým výpletem, skrze něž lze prostrčit část rámu lisu, která přenesne reakční síly.

Konstrukce rámu je v tomto případě tvořena kruhovými základnami, ve kterých jsou po 120° našroubovány tyče. Vrchní základna je odnímatelná spolu s pohyblivou částí lisu, kde je instalován hydraulický zvedák. (Obrázek 4-5)

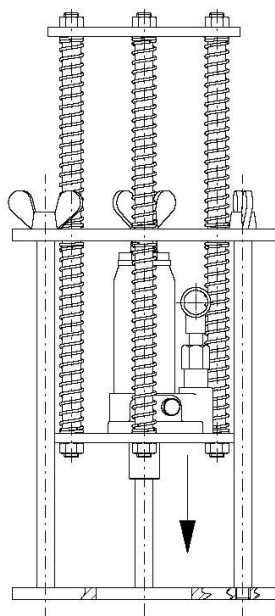
Pohyblivá část je tvořena znovu dvěma kruhovými deskami spojenými třemi tyčemi po 120° . Tyče procházejí skrze odnímatelnou horní základnu lisu a tvoří tak vedení v průběhu lisování. O vratný pohyb se starají tlačné vinuté pružiny.

Po odejmutí horní části lisu se zbývající spodní základna spolu s tyčemi prostrčí skrze drátový výplet kola. Po opětovné instalaci pracovní části lisu lze zařízení použít pro lisování. (Obrázek 4-5)

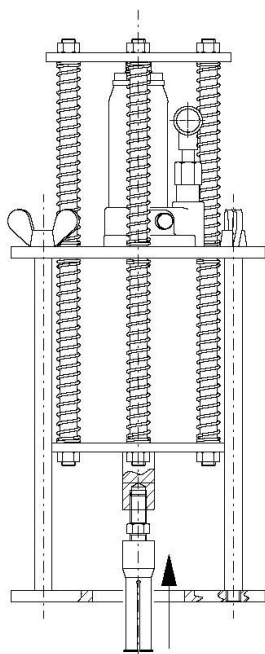
Ustavení pro vyvození tahové síly ložisek je umožněno přemístěním zvedáku ze spodní části pracovního ústrojí do jeho části horní. (Obrázek 4-6)



Obrázek 4-4 Varianta č. 3



Obrázek 4-5 Varianta č. 3, ustavení pro lisování



Obrázek 4-6 Varianta č. 3, ustavení pro vytahování

Tento návrh řeší nedostatky dvou předchozích variant a má v zásadě tu nevýhodu, že jej lze použít pouze u některých typů kol. Tuto variantu považuji za nejvhodnější řešení problému, neboť její konstrukce je velice jednoduchá a dá se zhotovit se základním dílenským vybavením. S přihlédnutím na tento fakt se budu dále věnovat této variantě v konstrukčním řešení.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Z důvodu ceny a snížení náročnosti konstrukce v domácích podmínkách bude k vyvození lisovací síly použit nejmenší na trhu dostupný hydraulický zvedák s nosností 2 000 kg (Obrázek 5-1). Tato síla bude vzhledem k rozměrům a charakteru uložení ložisek v kolech motocyklu zcela dostačující i v případě vylisování ložiska z náboje. Konstrukce rámu bude navržena tak, aby v případě správného použití a usazení ložiska docházelo k souosému zalisování ložiska do náboje, čehož lze dosáhnout vedením lisovacího trnu.



Obrázek 5-1 Hydraulický zvedák s nosností 2 000 kg

5.1 Základní parametry navrhovaného lisu

- Rám vyroben z normalizovaných profilů
- Hydraulický pohon s manuálním pumpováním
- Maximální lisovací síla o velikosti 20 kN
- Zdvih 100 mm
- Možnost vyvození tahové síly o velikosti 20 kN

5.2 Detailní popis vybrané varianty

Na základě předchozí kapitoly byla vybrána varianta č. 3, neboť toto řešení se jeví jako nejvhodnější řešení daného problému. Při návrhu rozměru základen jsem vycházel z rozměrů zadního kola u motocyklu Honda XRV 750 tak, aby tyče, které mají procházet skrze výplet kola, tudý procházely s dostatečnou rezervou a zařízení tím bylo do jisté míry univerzální.

Pevná část konstrukce zařízení (Obrázek 5-2) bude vyhotovena ze dvou kruhových desek o vnějším průměru 220 mm a tloušťce 12 mm, které budou vzájemně propojeny pomocí tří kruhových tyčí o průměru 17 mm, jejichž konce jsou opatřené závity M12. Délka tyčí je v základním ustavení 352 mm a lze je vhodně nastavit dalšími mezikusy a dosáhnout tak různých maximálních rozevření. Ve spodní základně jsou závity pro tyto tyče vyhotoveny přímo a uprostřed je otvor o průměru 80 mm. V horní desce jsou vyvrtány 3 průchozí otvory pro závity spojovacích tyčí a blíže středu jsou vyvrtány a vystruženy další 3 otvory, které slouží jako vedení pro pohyblivou část lisu.

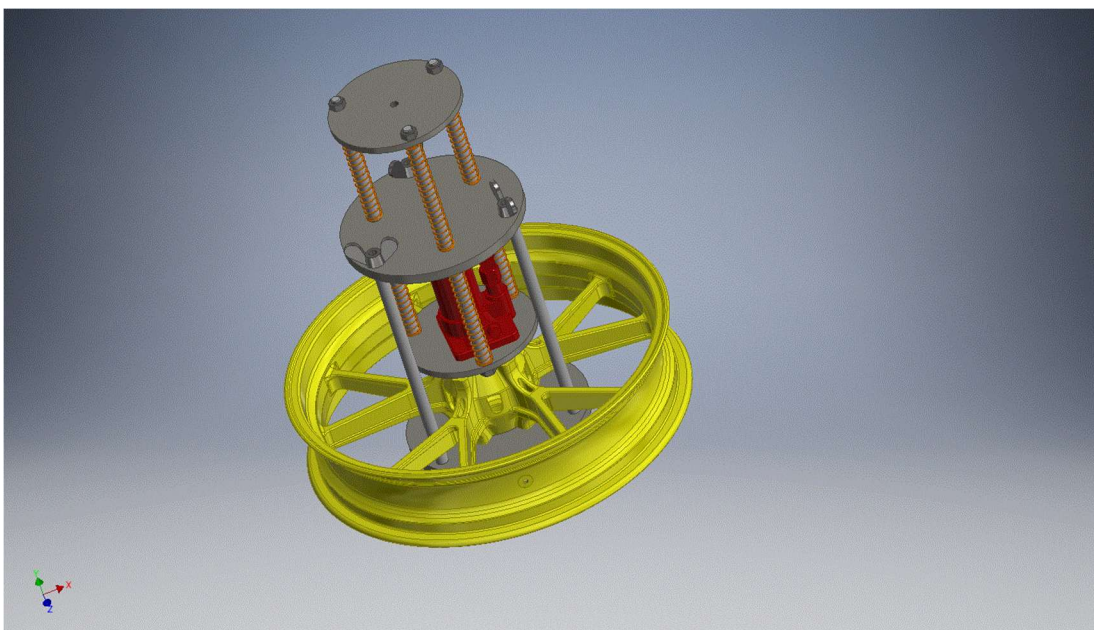


Obrázek 5-2 Model pevné části lisu

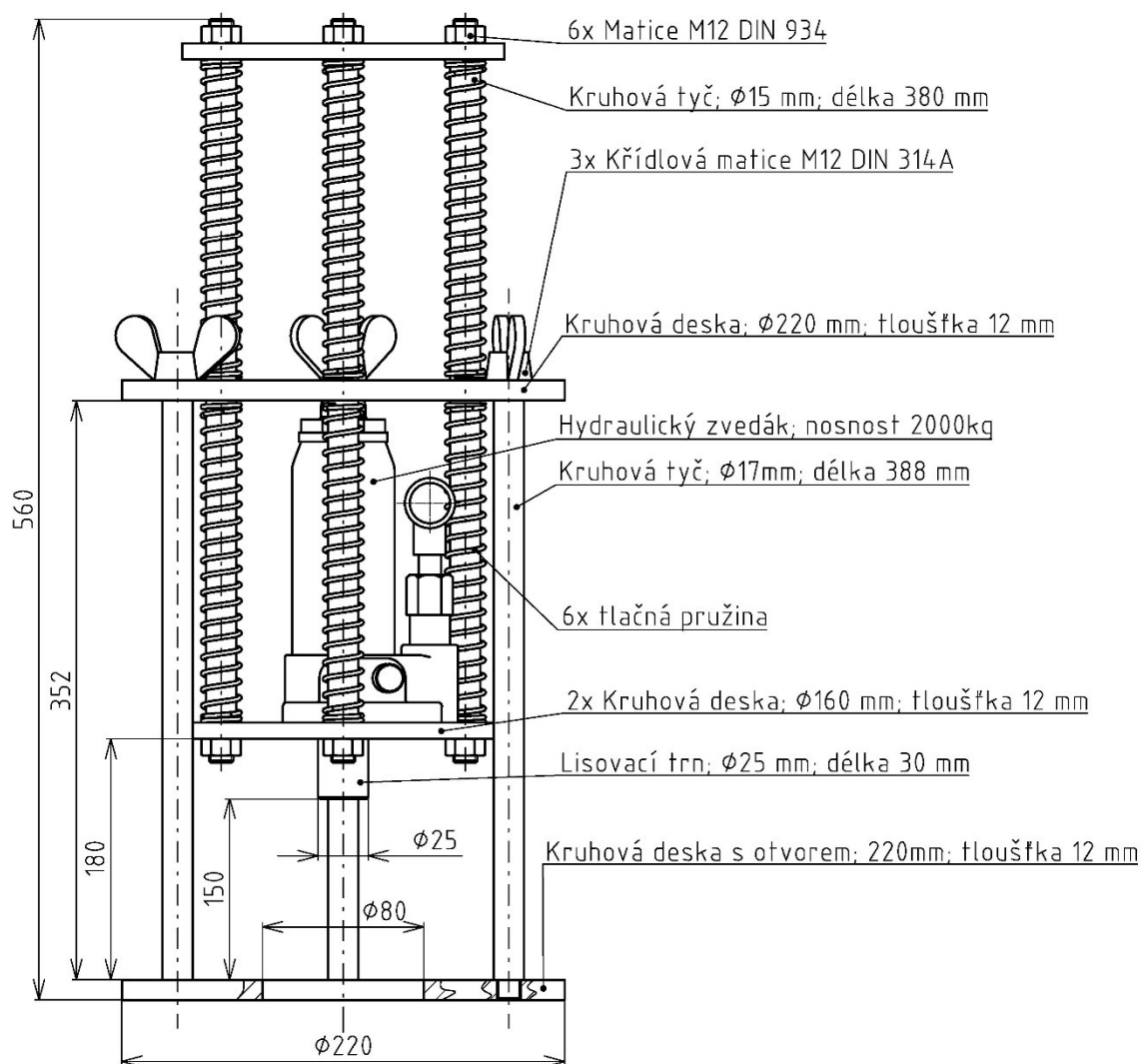


Obrázek 5-4 Model kompletního rámu zařízení

Pohyblivá část zařízení je tvořena dvěma deskami o průměru 160 mm a tloušťce 12 mm, které jsou propojeny tyčemi o průměru 15 mm. Tyto tyče procházejí s vůlí skrze vystružené otvory v horní základně lisu a tím vzniká vedení pohyblivé části. Uprostřed spodní desky pohyblivé části je vyhotoven závit M20 x 1,5 pro lisovací trn a na tyčích jsou navlečeny vinuté tlačné pružiny, které se starají o vratný pohyb.

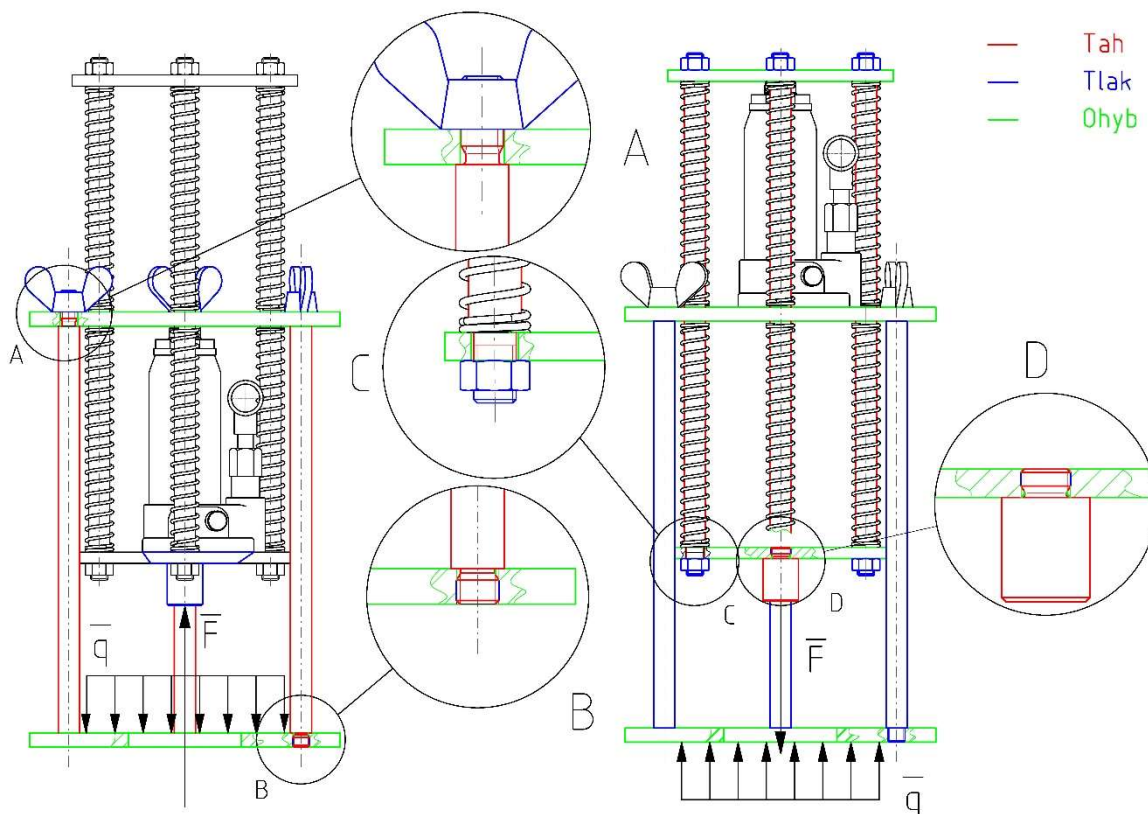


Obrázek 5-3 Ukázka použití lisu



Obrázek 5-5 Popis částí konstrukce

5.3 Určení kritických míst konstrukce



Obrázek 5-6 Analýza konstrukce a určení kritických míst

Na obrázku 5-6 jsou do konstrukce zavedeny síly, které svou povahou aproximují oba provozní stavy zařízení. U jednotlivých částí je pak barevně naznačeno, jakým způsobem jsou dominantně namáhané.

Dále jsou v nákrese kružnicemi naznačena místa A a B. V těchto místech se nacházejí závitové spoje, jež budou pravděpodobně nejkritičtějšími místy celé konstrukce, neboť se zde nacházejí významné koncentrátoři napětí v podobě drážek pro ukončení závitů. Tyto drážky jsou zde nezbytné z důvodu nutnosti dosednutí čela tyče na spojovanou součást. Tato místa je velmi důležité zkontrolovat vůči vzniku mezního stavu pružnosti a to v oblasti zápichu. V pravé části jsou stejným způsobem naznačena místa C a D. Jedná se rovněž o závitový spoj. Tato místa se jeví kritická pouze v případě ustavení zařízení pro režim vytahování. Při ustavení pro vytahování může také nastat mezní stav vzpěrné stability, kdy dojde k vybočení a zhroucení tyčí, které přenášejí tlakové reakční síly. Dále může dojít k otlacení v místech, kde tyče dosedají na horní základnu, neboť zde použité matice, nepřenáší v tomto režimu žádné zatížení, pouze drží zařízení vcelku.

5.4 Předpoklady a rozbor sil

Určení maximální síly

Ve zvedáku se nachází sedlový ventil s pružinou a stavěcím šroubem. Tento ventil omezuje maximální tlak a tím určuje maximální nosnost zařízení. Budeme předpokládat, že tento ventil je nastaven tak, že umožní maximální nosnost přesně 2 000 kg.

$$F = m_n \cdot g$$

$$F = 2\,000 \cdot 9,81 = 19\,620 \text{ N}$$

Rozdělení síly mezi jednotlivé tyče

Pokud budeme předpokládat, že deformace jsou z hlediska změny působení sil nevýznamné, můžeme zde zavést zjednodušení takové, že síla bude rovnoměrně rozdělena mezi jednotlivé spojovací tyče, a to i v případě pohyblivé části lisu, kde zanedbáme sílu od vratných pružin pro její poměrně malou velikost.

$$N_1 = N_2 = N_3 = \frac{F}{3} = N$$

$$N_1 = \frac{19\,620}{3} = 6\,540 \text{ N}$$

5.5 Volba materiálů [13]

Materiál na výrobu všech částí

Z vhodných materiálů volím konstrukční uhlíkovou ocel S355JR (dle EN 10027-1), která vlastnostmi odpovídá 11 523 (dle ČSN 42 0002). Tento materiál volím pro jeho dobré mechanické vlastnosti a hlavně z důvodu jeho dobré dostupnosti.

Základní vlastnosti vybraného materiálu:

$$R_m = 490 \text{ MPa}$$

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

Poznámka:

Norma ČSN 42 0002 již sice platná není, ekvivalent podle staré normy však uvádím pro lepší orientaci, neboť některé společnosti pod těmito označeními materiály stále prodávají.

Matice

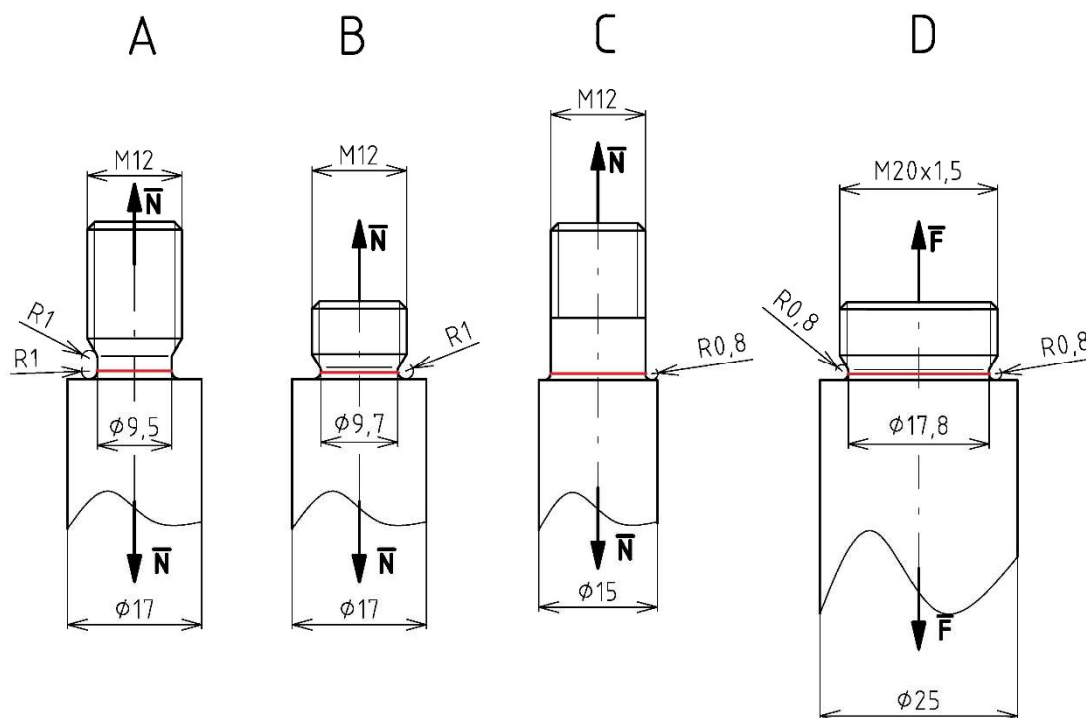
Všechny použité matice jsou pevnostní třída 5 (dle ISO 898-1)

Základní vlastnosti vybraného materiálu:

$$R_m = 500 \text{ MPa}$$

$$R_e = 400 \text{ MPa}$$

5.6 Kontrola závitových spojů



Obrázek 5-7 Závitová zakončení v místech A, B, C a D

5.6.1 Kontrola kritických průřezů namáhaných v tahu

Kritické průřezy jsou na obrázku naznačeny červenou barvou. Protože spoje budou pouze lehce přitaženy bez použití nářadí (tedy se zde nejedná o předepjaté spoje), je síla přenášená těmito průřezy stejná, jako síla působící ve směru každé z tyčí (tedy: $N = 6\,540\text{ N}$). U spoje D se jedná o lisovací trn, proto zde působí síla $F = 19\,620\text{ N}$.

Spoj A

Součinitel tvaru: [2]

$$\frac{r_A}{d_A} = \frac{1}{9,5} = 0,11 \cap \frac{D_A}{d_A} = \frac{17}{9,5} = 1,79 \rightarrow \alpha_A^0 = 1,9$$

Nominální napětí:

$$\sigma_{nomA} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d_A^2}$$
$$\sigma_{nomA} = \frac{4 \cdot 6540}{\pi \cdot 9,5^2} = 92,27 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí:

$$\sigma_A = \sigma_{nomA} \cdot \alpha_A^0 = 92,27 \cdot 1,9 = 175,31 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_A = \frac{R_e}{\sigma_A} = \frac{355}{256,04} = 2,02$$

Spoj B

Součinitel tvaru: [2]

$$\frac{r_B}{d_B} = \frac{1}{9,7} = 0,1 \cap \frac{D_B}{d_B} = \frac{17}{9,7} = 1,75 \rightarrow \alpha_B^0 = 1,9$$

Nominální napětí:

$$\sigma_{nomB} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d_B^2}$$
$$\sigma_{nomB} = \frac{4 \cdot 6540}{\pi \cdot 9,7^2} = 88,50 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí:

$$\sigma_B = \sigma_{nomB} \cdot \alpha_B^0 = 88,50 \cdot 1,9 = 168,15 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_B = \frac{R_e}{\sigma_B} = \frac{355}{252,23} = 2,11$$

Spoj C

Součinitel tvaru: [2]

$$\frac{r_C}{d_C} = \frac{0,8}{12} = 0,07 \cap \frac{D_C}{d_C} = \frac{15}{12} = 1,25 \rightarrow \alpha_C^0 = 1,9$$

Nominální napětí:

$$\sigma_{nomC} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d_C^2}$$
$$\sigma_{nomC} = \frac{4 \cdot 19620}{\pi \cdot 11,8^2} = 179,41 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí:

$$\sigma_C = \sigma_{nomC} \cdot \alpha_C^0 = 179,41 \cdot 1,9 = 340,88 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_C = \frac{R_e}{\sigma_C} = \frac{355}{340,88} = 1,04$$

Spoj D

Součinitel tvaru: [2]

$$\frac{r_D}{d_D} = \frac{0,8}{17,8} = 0,04 \cap \frac{D_D}{d_D} = \frac{25}{17,8} = 1,40 \rightarrow \alpha_D^0 = 2,4$$

Nominální napětí:

$$\sigma_{nomD} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_D^2}$$
$$\sigma_{nomD} = \frac{4 \cdot 19620}{\pi \cdot 17,8^2} = 78,84 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí:

$$\sigma_D = \sigma_{nomD} \cdot \alpha_D^0 = 78,84 \cdot 2,4 = 189,22 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

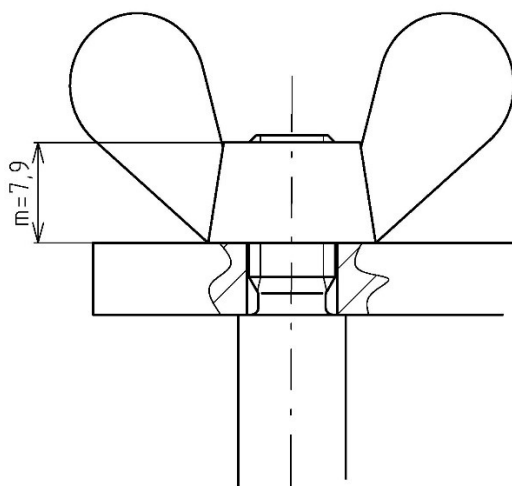
$$k_D = \frac{R_e}{\sigma_D} = \frac{355}{189,22} = 1,88$$

5.6.2 Kontrola závitových spojů na otláčení

Dovolený tlak [13]

Při volbě dovoleného tlaku v závitech vycházím z faktu, že materiál, ze kterého budou závity zhotovené (S355JR), odpovídá vlastnostmi přibližně pevnostní třídě šroubu 5. Pro tuto pevnostní třídu šroubu a matic se doporučuje hodnota $p_{dov} = 90 \text{ MPa}$.

Kontrola spoje A (křídlová matice dle DIN 314A, pevnostní třída 5)



Obrázek 5-8 Detail spoje v místě A

Počet činných závitů matice:

$$i_A = \frac{m_A}{s} = \frac{7,9}{1,75} = 4,5$$

Tlak v závitech: [2]

$$p_A = \frac{N}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - D_1^2) \cdot i_A} \leq p_{dov}$$
$$p_A = \frac{6540}{\frac{\pi}{4} \cdot (12^2 - 10,106^2) \cdot 4,5} = 44,20 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa}$$

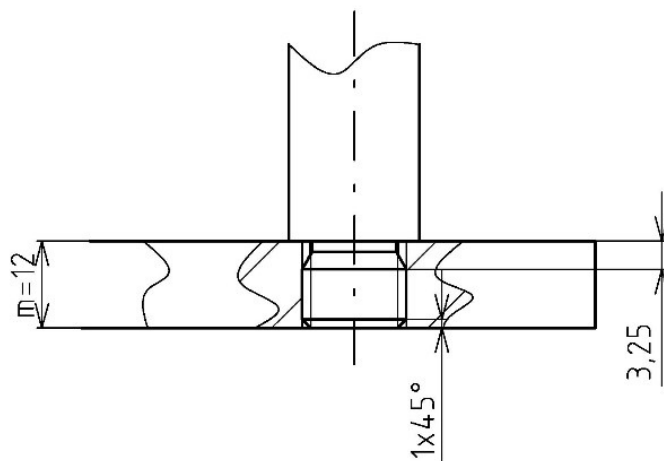
$$p_A < p_{dov}$$

Spoj v místě A vyhovuje na otláčení.

Bezpečnost vůči otláčení:

$$k_{pA} = \frac{p_{dov}}{p_A} = \frac{90}{44,20} = 2,04$$

Kontrola spoje B (vnější závit zhotoven v součásti)



Obrázek 5-9 Detail spoje v místě B

$$i = \frac{m_B - (1 + 3,25)}{s} = \frac{12 - (1 + 3,25)}{1,75} = 4,4$$

Tlak v závitech: [2]

$$p_B = \frac{N}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - D_1^2) \cdot i_B} \leq p_{dov}$$

$$p_B = \frac{6540}{\frac{\pi}{4} \cdot (12^2 - 10,106^2) \cdot 4,4} = 45,20 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa}$$

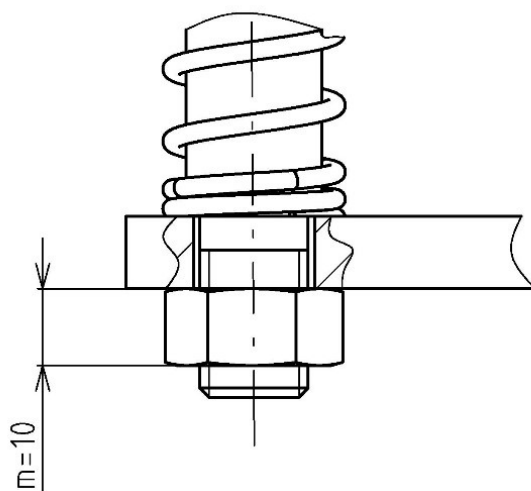
$$p_A < p_{dov}$$

Spoj v místě B vyhovuje na otlačení.

Bezpečnost vůči otlačení:

$$k_{pB} = \frac{p_{dov}}{p_B} = \frac{90}{45,20} = 1,99$$

Kontrola spoje C (matice dle DIN 934, třída pevnosti 5)



Obrázek 5-10 Detail spoje v místě C

Počet činných závitů matice:

$$i_c = \frac{m_c}{s} = \frac{10}{1,75} = 5,7$$

Tlak v závitech: [2]

$$p_c = \frac{N}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - D_1^2) \cdot i_c} \leq p_{dov}$$

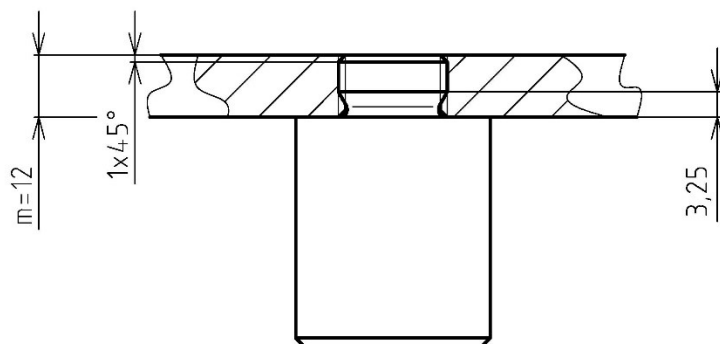
$$p_c = \frac{6540}{\frac{\pi}{4} \cdot (12^2 - 10,106^2) \cdot 5,7} = 34,89 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa}$$

$p_c < p_{dov}$
Spoj v místě C vyhovuje na otláčení.

Bezpečnost vůči otláčení:

$$k_{pC} = \frac{p_{dov}}{p_c} = \frac{90}{34,89} = 2,58$$

Kontrola spoje D (závit vyhotoven v součásti)



Obrázek 5-11 Detail spoje v místě D

Počet činných závitů matice:

$$i_D = \frac{m_D - (3,25 + 1)}{s_D} = \frac{12 - (3,25 + 1)}{1,5} = 5,1$$

Tlak v závitech: [2]

$$p_D = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{sD}^2 - D_{1D}^2) \cdot i_D} \leq p_{dov}$$

$$p_D = \frac{19620}{\frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 18,376^2) \cdot 5,1} = 78,59 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa}$$

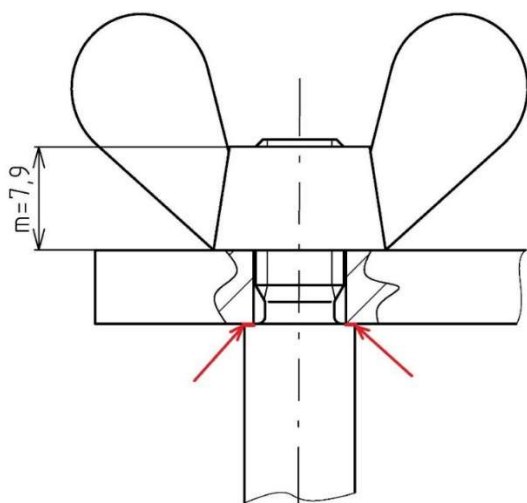
$$p_c < p_{dov}$$

Spoj v místě D vyhovuje na otlačení.

Bezpečnost vůči otlačení:

$$k_{pD} = \frac{p_{dov}}{p_D} = \frac{90}{78,59} = 1,15$$

Kontrola místa dotyku tyče a základny



Obrázek 5-12 Naznačení kontrolovaného místa

Tlak v závitech: [2]

$$p_t = \frac{N}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_A^2 - d_O^2)} \leq p_{dov}$$

$$p_t = \frac{19620}{\frac{\pi}{4} \cdot (17^2 - 13^2)} = 69,39 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa}$$

Spoj v místě D vyhovuje na otlačení. $p_t < p_{dov}$

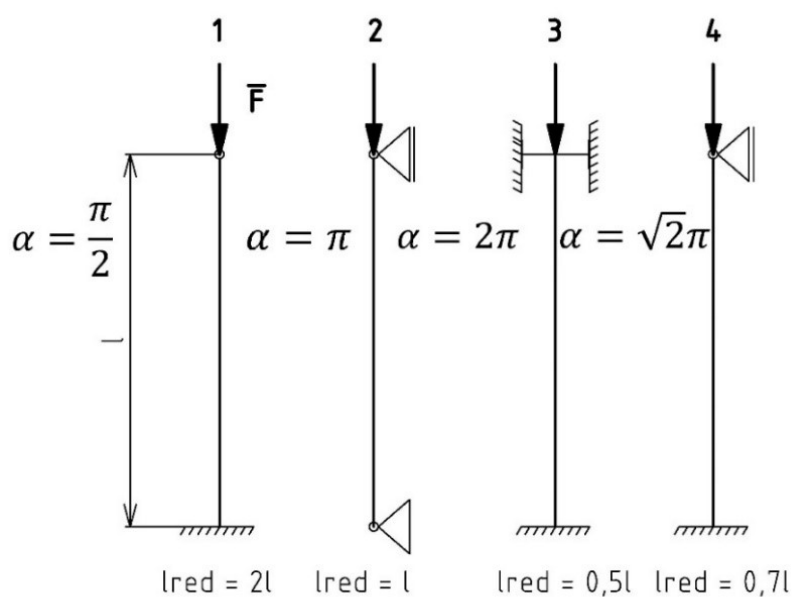
Bezpečnost vůči otlačení:

$$k_{pt} = \frac{p_{dov}}{p_t} = \frac{90}{78,59} = 1,30$$

5.7 Kontrola vůči vzniku mezního stavu vzpěrné stability

Jak již bylo zmíněno výše, tento stav může nastat při ustavení zařízení pro vytahování. Reakční tlakové síly jsou přenášeny skrze tyče pevné části lisu, čímž může dojít jejich vybočení a zkolabování. V základním stavu mají tyče délku $l = 352 \text{ mm}$ a průměr $D_A = 17 \text{ mm}$. Uvažuje se, že při ustavení lisu pro vytahování nebudou tyče nijak nastavovány, neboť by to mělo dopad na snížení bezpečnosti vůči vzniku mezního stavu vzpěrné stability.

Určení charakteru uložení:



Obrázek 5-13 Zobrazení variant uložení

Budeme uvažovat variantu č. 1, u níž jsou podmínky nejméně příznivé a zároveň svým charakterem nevíce odpovídá reálnému uložení

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S}}}$$

Po dosazení pro kruhovou tyč o průměru d a délce l dostáváme:

$$\lambda = \frac{4l}{D_A} = \frac{4 \cdot 352}{17} = 82,82$$

Mezní štíhlost:

$$\lambda_m = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = 2\pi \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{355}} = 37,28$$

Protože $\lambda > \lambda_m$ nastává namáhání prutu na vzpěr a je potřeba určit kritickou sílu.

Kritická síla podle Eulera:

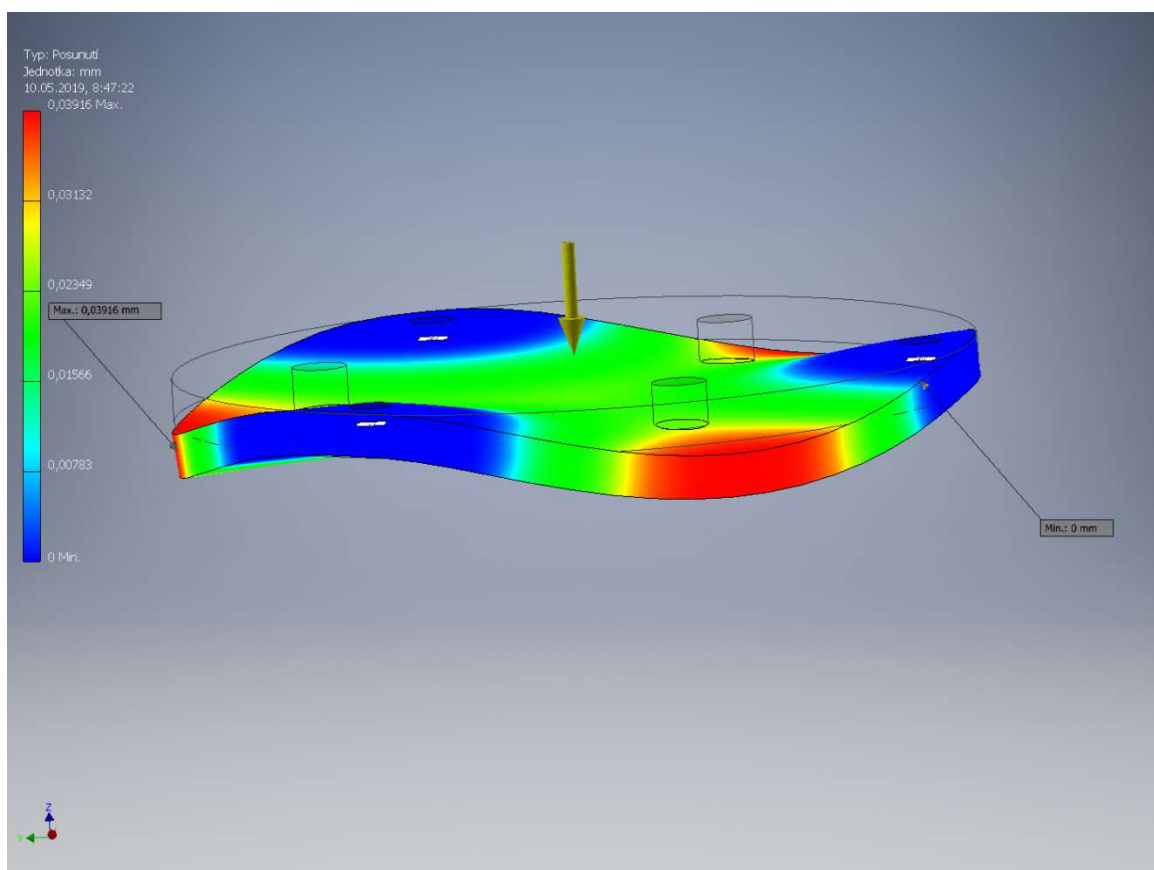
$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot D_A^4}{64}}{2 \cdot l}$$
$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,017^4}{64}}{2 \cdot 0,352} = 12\,070 \text{ N}$$

Bezpečnost vůči vzniku mezního stavu vzpěrné stability:

$$k_{vzpěr} = \frac{F_{krit}}{N} = \frac{12070}{6540} = 1,85$$

5.8 Pevnostní kontrola a analýza deformace kruhových základů

Kontrola všech základů byla provedena pomocí metody konečných prvků v programu Autodesk Inventor Profesional 2018. Maximální napětí dosahovalo 199 MPa a maximální průhyb činil 0,04 mm, těchto hodnot se dosáhlo u horní základny nepohyblivé části lisu, ostatní základny dosahovaly hodnot nižších. Toto ukazuje, že se nejedná o příliš kritická místa konstrukce.



Obrázek 5-14 Vizualizace průhybu horní desky nepohyblivé části lisu

5.9 Návrh vratných pružin

Minimální potřebná síla

Sílu potřebnou k zatlačení pístu zvedáku jsem zjistil následujícím experimentem. Zvedák jsem umístil na osobní váhu, jeho hmotnost činila $m_{\text{zvedák}} = 2,5 \text{ kg}$. Poté jsem na napumpovaném zvedáku povolil vratný ventil a zatlačil píst do výchozí polohy. Hmotnost v průběhu zatlačování pístu vzrostla na $m_{\text{zvedák}} + m_{\text{zatlačení}} = 7,5 \text{ kg}$.

Síla potřebná k zatlačení pístu zvedáku:

$$m_{zvedák} + m_{zatlačení} = 7,5 \text{ kg}$$

$$m_{zatlačení} = 7,5 - m_{zvedák} = 7,5 - 2,5 = 5 \text{ kg}$$

V případě, kdy je lis ustaven k lisování musejí pružiny překonávat navíc ještě tíhovou sílu zvedáku a celé pohyblivé konstrukce lisu. Pružiny v provozním stavu proto musejí vyvinout sílu o velikosti součtu všech těchto sil. Naopak v případě, kdy je lis ustaven pro vyvození tahové síly, odpadá překonání tíhové síly zvedáku a zatlačování „pomáhá“ tíhová síla pohyblivé konstrukce. Z tohoto plyne, že pružiny v horní části pohyblivé konstrukce by měly být silnější než pružiny v části dolní. Pro zjednodušení však volím použití všech pružiny totožných a to o parametrech vypočtených pro horší z těchto podmínek, tedy pružiny budou překonávat součet tíhových sil zvedáku a konstrukce a také síly zatlačení pístu. Tento součet bude dále navýšen o určitou hodnotu bezpečnosti, aby bylo zaručeno, že za všech podmínek dojde ke vrácení pístu do výchozí pozice.

Hmotnost pohyblivé konstrukce (hmotnost matic a pružin zanedbáváme):

$$m_{konstrukce} = 3 \cdot m_{tyč} + 2 \cdot m_{deska}$$

$$m_{konstrukce} = \rho \cdot \left(3 \cdot \frac{\pi \cdot d_{tyč}^2}{4} \cdot l_{tyč} + 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{deska}^2}{4} \cdot t_{deska} \right)$$

$$m_{konstrukce} = 7850 \cdot \left(3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,015^2}{4} \cdot 0,380 + 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,160^2}{4} \cdot 0,012 \right) = 5,37 \text{ kg}$$

Potřebná síla vyvinutá pružinou:

$$F_p = K_p \cdot \frac{(m_{zvedák} + m_{zatlačení} + m_{konstrukce}) \cdot g}{3}$$

- Z důvodu zanedbání hmotnosti pružin, matic a dále zanedbání třecí síly v uložení volím součinitel $K_p = 1,4$

$$F_p = 1,4 \cdot \frac{(2,5 + 5 + 5,37) \cdot 9,81}{3} = 58,92 \text{ N}$$

Návrh pružiny [13]

Navržená pružina musí splňovat tyto parametry:

- Provozní délka pružiny: $L_p = 160 \text{ mm}$
- Síla vyvinutá při provozní délce: $F_p = 58,92 \text{ N}$
- Zdvih zvedáku: $L_{zdvih} = 100 \text{ mm}$
- Délka pružiny v mezním stavu: $L_s < L_p - L_{zdvih} = 60 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr pružiny: $15 \text{ mm} < d_v < 20 \text{ mm}$
- Drát dle ČSN EN 10270 ($G = 81\,500 \text{ MPa}$) třída SH

Zvolené parametry:

- Volná délka pružiny: $L_0 = 200 \text{ mm}$
- Počet činných závitů: $n_a = 23,5$
- Střední průměr: $D_s = 20 \text{ mm}$
- Konce pružiny jsou uzavřené obrobené.

Tuhost pružiny:

$$k' = \frac{F_p}{y} = \frac{F_p}{L_0 - L_p} = \frac{58,92}{200 - 160} = 1,47 \text{ N/mm}$$

Průměr drátu pružiny:

$$d' = \sqrt[4]{\frac{k \cdot 8D_s^3 \cdot n_a}{G}} = \sqrt[4]{\frac{1,47 \cdot 8 \cdot 20^3 \cdot 23,5}{81500}} = 2,28 \text{ mm}$$

- Pružinové dráty se vyrábí a prodávají po desetinách milimetru, proto volím $d = 2,3 \text{ mm}$

Tuhost skutečné pružiny:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8D^3 n_a} = \frac{2,3^4 \cdot 81500}{8 \cdot 20^3 \cdot 23,5} = 1,52 \text{ N/mm}$$

Rozteč pružiny:

$$L_0 = p \cdot n_a + 2d$$
$$p = \frac{L_0 - 2d}{n_a} = \frac{200 - 2 \cdot 2,3}{23,5} = 9,8 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr pružiny:

$$d_v = D_s - d = 20 - 2,3 = 17,7 \text{ mm}$$

Celkový počet závitů:

$$n_t = n_a + 2 = 23,5 + 2 = 25,5$$

Délka pružiny v mezním stavu:

$$L_s = d \cdot n_t = 2,3 \cdot 25,5 = 58,65 \text{ mm}$$

$$L_s < L_p - L_{zdvih}$$

Kontrola navržené pružiny [13]

Pružinu je nutné zkontrolovat vůči vzniku mezního stavu pružnosti při dosaženém maximálním stlačení.

Sílu při maximálním stlačení určíme jako součet síly při provozní délce pružiny a síly vzniklé dodatečným stlačením pružiny při využití celého zdvihu hydraulického zvedáku.

Maximální síla působící v pružině:

$$F_{pmax} = F_p + L_{zdvih} \cdot k = 58,17 + 100 \cdot 1,52 = 210,17 \text{ N}$$

Maximální napětí v pružině:

$$\tau = \frac{8F_{pmax}D_s}{\pi \cdot d^3} + \frac{4F_{pmax}}{\pi \cdot d^2}$$
$$\tau = \frac{8 \cdot 210,17 \cdot 18}{\pi \cdot 2,3^3} + \frac{4 \cdot 210,17}{\pi \cdot 2,3^2} = 901,74 \text{ MPa}$$

Mez pevnosti v tahu pružinového drátu:

$$R_m = 2\,330 - 900 \cdot \log(d) = 2\,330 - 900 \cdot \log(2,3) = 2\,004 \text{ MPa}$$

Mez kluzu ve smyku:

$$R_{se} \cong 0,45 \cdot R_m = 0,45 \cdot 2004 = 902 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_p = \frac{R_{se}}{\tau} = \frac{902}{901,74} = 1$$

Při odhadu meze kluzu pružinového drátu byla uvažována nejhorší možná varianta, tedy že mez kluzu odpovídá přibližně 45 % meze pevnosti v tahu. Z tohoto důvodu je zde hodnota bezpečnosti takto nízká. Hodnoty meze kluzu ocelového pružinového drátu však reálně dosahují okolo 60 % meze pevnosti v tahu, proto je zde tato nízká hodnota bezpečnosti přípustná.

5.10 Hmotnost zařízení

Aby byla zajištěna dostatečná přenosnost, je potřeba ověřit celkovou hmotnost zařízení. Výpočet hmotnosti je přibližný, neboť jsou zanedbány matice a pružiny. Dále jsou zanedbány otvory v základnách a tyče jsou počítány jako hladké bez závitů.

Položka	Rozměry	Množství	Hmotnost/ks	Hmotnost celkem
Vodící tyč	ø15 mm - 380 mm	3 ks	0,527 kg	1,581 kg
Pevná tyč	ø17 mm - 388 mm	3 ks	0,691 kg	2,073 kg
Lisovací trn	ø25 mm - 42 mm	1 ks	0,162 kg	0,162 kg
Kruhová základna větší	ø220 mm – 12 mm	2 ks	3,581 kg	7,162 kg
Kruhová základna menší	ø220 mm – 12 mm	2 ks	1,894 kg	3,788 kg
Hydraulický zvedák		1 ks	2,500 kg	2,500 kg
Celková hmotnost zařízení			17,266 kg	

Tabulka 5-1 Přehled hmotností jednotlivých částí zařízení

5.11 Přibližný odhad výrobní ceny zařízení

Ceny hutního materiálu jsou včetně DPH, dle online katalogu společnosti Feron a.s. a vztahují se k cenám hutního materiálu v roce 2019. Ceny spojovacího materiálu jsou maloobchodní včetně DPH a jsou určeny dle internetového obchodu www.spojovaci-material.net. Cena hotových pružin je určena dle podobných pružin na webu www.sodemann-pruziny.cz. Ceny pracovních operací a doba trvání operací byly odhadnuty. Ke všem rozměrům jsou připočítány přídatky na obrábění přibližně 2 %.

Cena materiálu

Položka	Norma - Materiál	Rozměry/množství	Cena s DPH
Kruhová tyč ø15mm	ČSN EN 10278 – S355JR	1160 mm	93,30 Kč
Kruhová tyč ø17mm	ČSN EN 10278 – S355JR	1184 mm	94,10 Kč
Kruhová tyč ø25mm	ČSN EN 10278 – S355JR	44 mm	8,10 Kč
Plech 10mm	ČSN EN 10051 – S355JR	330x170 mm	131,90 Kč
Plech 12mm	ČSN EN 10051 – S355JR	450x230 mm	279,60 Kč
Matice M12	DIN 934 - 5	6 ks	10,50 Kč
Matice M12	DIN 314A - 5	3 ks	12,00 Kč
Pružina	Pružinový drát dle ČSN EN 10270 - SH	6 ks	870,00 Kč
Hydraulický zvedák		1 ks	339,00 Kč
Celková cena materiálu			1 837,90 Kč

Tabulka 5-2 Přehled cen potřebného materiálu

Cena pracovních operací

Operace	Doba trvání	Hodinová sazba	Cena za operaci
Dělení materiálu	1 h	200 Kč	200 Kč
Vypalování CNC plazmou	0,1 h	1250 Kč	125 Kč
Soustružení	0,5 h	400 Kč	200 Kč
Vrtání	1,5 h	200 Kč	300 Kč
Řezání závitů	1,5 h	200 Kč	300 Kč
Celková cena pracovních operací		1125 Kč	

Tabulka 5-3 Přehled pracovních operací

Celková cena zařízení

Celková cena výroby jednoho kusu navrženého zařízení činí 2 962,30 Kč. V této ceně jsou zahrnuty veškeré pracovní operace a materiál včetně DPH.

6 DISKUZE

Hlavním cílem této práce bylo vyvinout zařízení pro výměnu ložisek kol motocyklu, které bude přenosné a cenově dostupné. Dále, aby jeho konstrukce byla co nejjednodušší a aby jej bylo možno zhotovit v běžných dílenských podmínkách.

Navržené zařízení má hmotnost přibližně 17,5 kg, s čímž se nedá zařadit mezi snadno přenosná, nicméně v porovnání s běžnými dílenskými lisy je tato hodnota velice nízká. Požadavek na přenosnost byl tedy tímto do jisté míry splněn. Mírného zlepšení by se dalo dosáhnout přesným dimenzováním jednotlivých součástí, avšak výsledné ušetření hmotnosti by nebylo příliš markantní.

Odhadovaná výrobní cena zařízení činí přibližně 3000 Kč. Tato hodnota je dle mého názoru zcela přijatelná, neboť je v ní zahrnuta i práce. Pokud si zařízení jsme schopni zhotovit sami, odpadá cena práce a dostáváme se na hodnotu přibližně 1 850 Kč. Konstrukce lze dále zjednodušit tím, že vynecháme poměrně drahé vratné pružiny a zařízení budeme vracet do výchozí polohy ručně. Tímto zjednodušením se lze dostat na hodnotu přibližně 1 000 Kč.

Konstrukce neobsahuje žádné technologicky náročné prvky, proto si při výrobě jednotlivých částí vystačíme pouze se strojní pilou, univerzálním hrotovým soustruhem, vrtačkou a metrickými závitníky. V kalkulaci práce je uvedeno navíc ještě řezání plazmovým paprskem, ale tato technologie není pro výrobu základen nezbytně nutná, neboť kruhové základny se dají zhotovit např. soustružením za použití čtyřčelistového sklíčidla z čtvercové plechové výkroje. Výrobní nenáročnost je tedy zcela splněna.

Pevnostní kontrolou byla ověřena místa, která se jevila jako kritická. V první řadě se jednalo především o závitové spoje. Všechna tato místa pevnostně vyhovují jak v tahu, tak na otláčení. Bezpečnost všech závitových spojů s výjimkou lisovacího trnu se pohybuje okolo hodnoty 2. Bezpečnost závitového spoje na otláčení v místě trnu dosahuje pouze hodnoty 1,15, místo se tedy jeví jako nejkritičtější místo celé konstrukce, nicméně toto nastává pouze v režimu pro vyvození tahové síly. Pokud se zaměříme na běžně dostupné vytahovací trny, zjistíme, že maximální síla, na kterou jsou tyto přípravky dimenzovány, většinou nedosahuje 20 kN, tedy dříve dojde k poruše na použitém přípravku než na navrženém zařízení. Dále byla zjištěna bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability vnějších nosních tyčí, která dosáhla hodnoty 1,85.

Je patrné, že v některých místech je bezpečnost poměrně vysoká a tato místa jsou předimenzovaná. Návrh však počítá s kusovou výrobou navrženého zařízení a z tohoto důvodu přesné dimenzování ztrácí smysl.

7 ZÁVĚR

Navržené zařízení slouží k instalaci a demontáži ložisek kol motocyklu s drátovým výpletem. Maximální lisovací síla dosahuje přibližně 20 kN, lisovací zdvih 100 mm. Konstrukce zařízení využívá ke svému pohonu hydraulický zvedák. Výhodou zařízení je jeho nízká hmotnost, možnost vyvození tahové síly pro použití běžně dostupných vytahovacích trnů na ložiska a také jednoduchá konstrukce zhotovitelná v běžné dílně. Přílohu této práce tvoří kompletní výkresová dokumentace, dle které lze zařízení zhotovit.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Mechanický lis MP - 2T. *Uni-max* [online]. b.r. [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: https://www.uni-max.cz/produkty/vybaveni-dilen/dilenske-lisy/mechanicke-lisy/mechanicky-lis-mp-2t?wdph=on&gclid=EAIaIQobChMIvcuTja6s4QIVhYbVCh3x3A7xEAQYAiABEGLaavD_BwE
- [2] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 12. vyd., přepr. Praha: SNTL, 1968.
- [3] Hydraulický lis 8 ton. *Balastav* [online]. b.r. [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: <https://balastav.sk/hydraulicky-lis-8-ton-zdvih-piestu-240-mm-hmotnost-30-kg-priemer-piestu-21-mm-geko/p720562c1523>
- [4] *MojeDílna* [online]. b.r. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/>
- [5] Ruční/nožní hydraulický lis WPP 50 BK. *Zlínprofit* [online]. b.r. [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: Ruční/nožní hydraulický lis WPP 50 BK
- [6] KŘÍŽ, Rudolf, Karel WEIGNER a Jaroslav SVOBODA. *Stavba a provoz strojů III. Mechanismy*. Vyd. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979, 164 s. : il.
- [7] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. *Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce*. Vyd. 1. Praha: Bratislava: SNTL ; ALFA, 1979, 407 s. : il.
- [8] *Pullotrade* [online]. b.r. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.pullotrade.cz/>
- [9] Pneu-hydraulický lis 75 t. In: *Uni-max* [online]. b.r. [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: <https://www.uni-max.cz/produkty/vybaveni-dilen/dilenske-lisy/hydraulicke-a-pneu-hydraulicke/pneu-hydraulicky-lis-75-t>
- [10] *Svářečky-obchod* [online]. b.r. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.svarecky-obchod.cz/>
- [11] Hydraulický lis WPP 50 M. In: *Hevytech* [online]. b.r. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.naradi-pro.cz/hydraulicky-lis-wpp-50-m>

- [12] *Ložiska Praha* [online]. b.r. [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <http://eshop.loziskapraha.cz/produkt/kukko-21-3/>
- [13] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [14] Pascalův zákon. *Střední zdravotnická škola, Karviná, příspěvková organizace* [online]. b.r. [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: <http://www.sszdrakarvina.cz/bunka/fy/01tlak/tlvs.htm>
- [15] Hydraulika. In: *Fyzikazuzu* [online]. b.r. [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: <http://fyzikazuzu.webzdarma.cz/hydraulika.gif>
- [16] Montáž ložisek. *TPB* [online]. b.r. [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <http://www.tpb.cz/editor/filestore/File/17.%20Montaz%20lozisek.pdf>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

F	maximální lisovací síla
N_1, N_2, N_3, N	síla působící v ose jednotlivých tyčí
R_m	napětí na mezi pevnosti
R_{emin}	minimální napětí na mezi kluzu
r_A, r_B, r_C, r_D	poloměr vrubu
d_A, d_B, d_C, d_D	průměr kritického průřezu
D_A, D_B, D_C, D_D	velký průměr v místě osazení (vrubu)
$\alpha_A^0, \alpha_B^0, \alpha_C^0, \alpha_D^0$	součinitel tvarové pevnosti
$\sigma_{nomA}, \sigma_{nomB}, \sigma_{nomC}, \sigma_{nomD}$	nominální hodnota napětí
$\sigma_A, \sigma_B, \sigma_C, \sigma_D$	skutečná hodnota napětí
k_A, k_B, k_C, k_D	bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
$d_{\xi}, d_{\xi D}$	velký průměr závitu šroubu
D_1, D_{1D}	malý průměr závitu matice
d_o	průměr otvoru pro šroub
p_A, p_B, p_C, p_D, p_t	tlak
p_{dov}	dovolený tlak
$k_{pA}, k_{pB}, k_{pC}, k_{pD}, k_{pt}$	bezpečnost vůči otláčení
d_o	průměr otvoru
S	průřez prutu
J_{min}	minimální kvadratický moment k ose
l	délka prutu
λ	štíhlost prutu
λ_m	mezní štíhlost prutu

E	modul pružnosti v tahu
α	koeficient uložení
l_{red}	redukována délka prutu
F_{krit}	kritická síla
$k_{vzpěr}$	bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability
$m_{zvedák}, m_{zatlačení}, m_{konstrukce}$	hmotnosti
g	tíhové zrychlení
K_p	koeficient síly pružiny v provozním stavu
F_p	síla vyvinutá pružinou v provozním stavu
L_{zdvih}	velikost zdvihu
L_0	délka pružiny ve volném stavu
L_p	délka pružiny v provozním stavu
L_s	délka pružiny v mezním stavu
d_v	vnitřní průměr pružiny
D_s	střední průměr pružiny
n_a	počet činných závitů pružiny
n_t	celkový počet závitů pružiny
p	rozteč závitů pružiny
d'	výpočtový průměr drátu pružiny
d	skutečný průměr drátu pružiny
k'	výpočtová tuhost pružiny
k	skutečná tuhost pružiny
G	modul pružnosti ve smyku
F_{pmax}	maximální síla na pružině
τ	smykové napětí
R_{se}	mez kluzu ve smyku
k_p	bezpečnost pružiny

10 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 2-1	Dílenský pákový lis s hřebenovým převodem [1].....	10
Obrázek 2-2	Znázornění Pascalova zákona [14]	11
Obrázek 2-3	Schéma hydraulického zvedáku [15]	11
Obrázek 2-4	Hydraulický dílenský lis značky GEKO [3]	12
Obrázek 2-5	Hydraulický lis značky METALKRAFT[5]	13
Obrázek 2-6	Schématické znázornění multiplikátoru [6]	13
Obrázek 2-7	Pneumaticko-hydraulický lis značky BIG RED [9]	14
Obrázek 2-8	Hydraulický lis značky METALKRAFT s elektro-hydraulickým pohonem [11]	15
Obrázek 3-1	Porovnání motocyklového kola 17“ s hydraulickým lisem značky GUDE	16
Obrázek 3-2	Detail uložení ložiska v náboji kola.....	17
Obrázek 3-3	Uložení kol motocyklu.....	17
Obrázek 3-4	Vytahovací trn KUKKO se závitem M10 na uchycení [12].....	18
Obrázek 3-5	Doporučení při montáži radiálních kuličkových ložisek dle katalogu SKF [16]	19
Obrázek 4-1	Varianta č. 1, ustavení pro lisování.....	20
Obrázek 4-2	Varianta č. 1, ustavení pro vytahování	21
Obrázek 4-3	Varianta č. 2	22
Obrázek 4-4	Varianta č. 3	23
Obrázek 4-5	Varianta č. 3, ustavení pro lisování.....	24
Obrázek 4-6	Varianta č. 3, ustavení pro vytahování	24
Obrázek 5-1	Hydraulický zvedák s nosností 2 000 kg	25
Obrázek 5-2	Model pevné části lisu	26
Obrázek 5-3	Ukázka použití lisu.....	27
Obrázek 5-4	Model kompletního rámu zařízení.....	27
Obrázek 5-5	Popis částí konstrukce.....	28
Obrázek 5-6	Analýza konstrukce a určení kritických míst	29
Obrázek 5-7	Závitová zakončení v místech A, B, C a D	32
Obrázek 5-8	Detail spoje v místě A.....	35

Obrázek 5-9	Detail spoje v místě B.....	36
Obrázek 5-10	Detail spoje v místě C.....	37
Obrázek 5-11	Detail spoje v místě D.....	38
Obrázek 5-12	Naznačení kontrolovaného místa.....	39
Obrázek 5-13	Zobrazení variant uložení.....	40
Obrázek 5-14	Vizualizace průhybu horní desky nepohyblivé části lisu	42

11 SEZNAM TABULEK

Tabulka 5-1	Přehled hmotností jednotlivých částí zařízení.....	46
Tabulka 5-2	Přehled cen potřebného materiálu	47
Tabulka 5-3	Přehled pracovních operací	48

12 SEZNAM PŘÍLOH

1. Výkres sestavení č. **BP – A2 – 00 – 2019** (Sestavení lisu)
2. Výkres součásti č. **BP – A4 – 01 – 2019** (Tyč pevné části)
3. Výkres součásti č. **BP – A4 – 02 – 2019** (Tyč pohyblivé části)
4. Výkres součásti č. **BP – A4 – 03 – 2019** (Horní základna pevné části)
5. Výkres součásti č. **BP – A4 – 04 – 2019** (Spodní základna pevné části)
6. Výkres součásti č. **BP – A4 – 05 – 2019** (Horní základna pohyblivé části)
7. Výkres součásti č. **BP – A4 – 06 – 2019** (Spodní základna pohyblivé části)
8. Výkres součásti č. **BP – A4 – 07 – 2019** (Lisovací trn)
9. Výkres součásti č. **BP – A4 – 08 – 2019** (Vratná pružina)